

УДК 621.824:624.046.001.5

Артюх Г. В., Мазай В. З., Сушев В. В.

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ВАЛОВ С ПАЗАМИ ПОД ТАНГЕНЦИАЛЬНЫЕ ШПОНКИ

В тяжелом машиностроении и, в особенности, в прокатостроении большое распространение получили некруглые валы с различной формой поперечного сечения, в том числе и валы с пазами под тангенциальные шпонки (рис. 1).

Например, поперечное сечение, показанное на рисунке 1, относится к приводному концу вала-шестерни шестеренной клетки стана 4500.

Встречаются такие валы и в главных линиях других прокатных станов.

Как правило, эти валы изготавливают из высокопрочных легированных сталей, обладающих малой пластичностью.

Практика эксплуатации таких валов изобилует аварийными поломками, приводящими к огромным потерям. Косые поломки валов нередко приводят к повреждениям (вследствие появления огромных распорных усилий) других деталей главной линии прокатного стана.

Одна поломка вала-шестерни с приводным концом, имеющим поперечное сечение, показанное на рисунке 1 приводит к убыткам, превышающим 100 тыс. гривен.

Чем же вызвана недостаточная прочность валов со шпоночными пазами?

Для ответа на этот вопрос нужно проанализировать напряженное состояние вала и методы оценки его предельного состояния.

Максимальное напряжение для вала с данным сечением можно представить в виде:

$$\tau_{\max} = K \cdot \tau_{\text{ном}}, \quad (1)$$

где $\tau_{\text{ном}}$ - максимальное напряжение в гладком круглом валу того же радиуса;

K - коэффициент концентрации напряжений.

Для сечения со шпоночными пазами (рис. 1) согласно [1] и [2] имеем:

$$K = 0,91r_0^{-0,62} \cdot b_0^{0,39} \cdot \alpha^{0,18} \cdot \lambda, \quad (2)$$

где:

$$r_0 = \frac{r}{R} = \frac{5,0}{290} = 0,0172;$$

$$b_0 = \frac{b}{R} = \frac{58}{290} = 0,2;$$

$$\alpha = 30^\circ = 0,5236 \text{ рад.}$$

$$\lambda = \frac{1 - 0,42N \cdot b_0 \sqrt{b_0(2 - b_0)} [0,16 \cdot b_0(2 - b_0) + (1 + 0,38b_0)^2]}{(1 - 0,67Nb_0 \sqrt{b_0(2 - b_0)})^4}. \quad (3)$$

Здесь $N = 2$ - число пазов.

Подставляя в формулу (3) численные значения указанных выше величин, получаем: $\lambda = 1,769$.

Теперь можно подсчитать коэффициент концентрации напряжений:

$$K = 0,91 \cdot 0,0172^{-0,62} \cdot 0,2^{0,39} \cdot 0,5236^{0,18} \cdot 1,769 = 9,487 \approx 9,5.$$

Такая значительная величина коэффициента концентрации напряжений объясняется очень малым радиусом закругления r при сравнительно больших размерах (b и t) тангенциального паза (рис. 1 и 3).

Зависимость коэффициента концентрации напряжений K от радиуса закругления r при существующих размерах тангенциального паза показана на рисунке 2.

Если при $r = 5$ мм $K = 9,5$, то для $r = 10$ мм получим $K = 6,2$; а для $r = 20$ мм $K = 4,0$. Из графика видно, что увеличивая радиус скругления, можно значительно

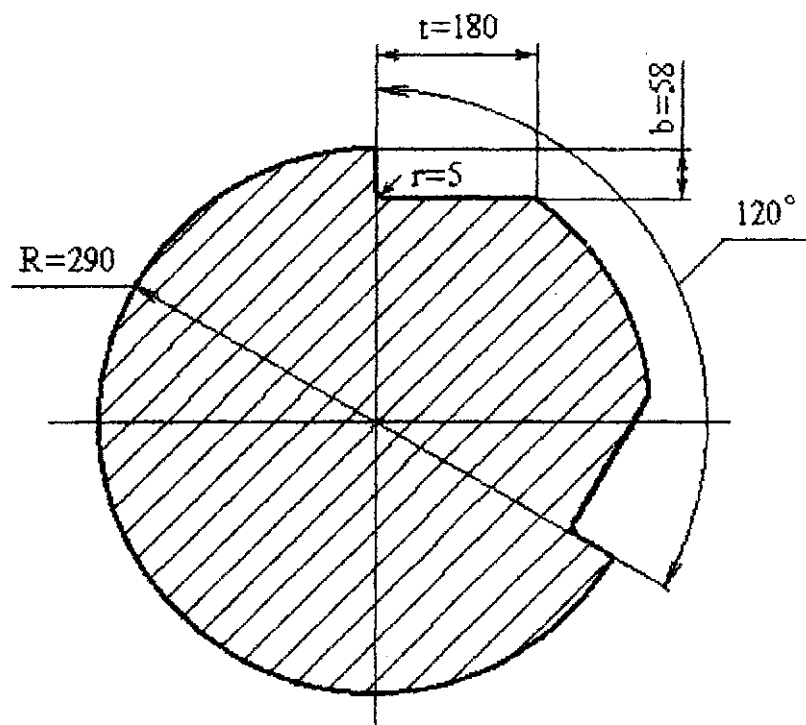


Рисунок 1 - Поперечное сечение вала со шпоночными пазами

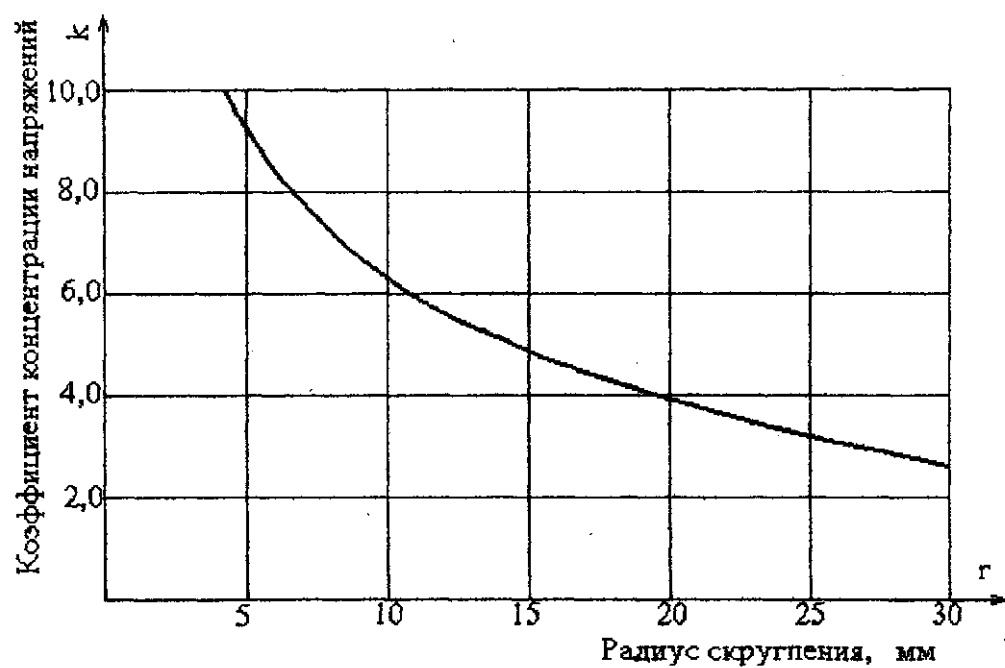


Рисунок 2 – Зависимость концентрации напряжений от радиуса скругления r .

повысить прочность вала на кручение. Однако этот традиционный путь повышения прочности существенно изменяет конфигурацию сечения и влияет на распределение усилий (разрывного усилия, действующего на муфту, контактного усилия между валом и муфтой и т. д.).

Ниже рассмотрен еще один вариант упрочнения вала со шпоночными пазами.

Этот вариант связан с использованием пластических свойств материала. Если вал изготовить из материала с хорошими пластическими свойствами (для которого можно принять идеализированную диаграмму Прандтля), то распределение напряжений при значительных углах закручивания соответствует предельному равновесию [3].

Значение предельного момента удобно представить в виде:

$$M^* = W^* \cdot \tau_T, \quad (4)$$

где W^* - момент сопротивления сечения пластическому кручению.

На рисунке 3 показано напряженное состояние в поперечном сечении рассматриваемого вала в предельном состоянии, т.е. когда все сечение охвачено текучестью. Момент сопротивления пластическому кручению при этом на основании методики, изложенной в работе [3], отыскивается, как удвоенная сумма статических моментов областей, показанных на рисунке 3, относительно соответствующих участков внешнего контура. В результате проделанного для исследуемого поперечного сечения расчета получили:

$$W^* = 0,046 \text{ м}^3$$

Полученный результат (W^*) нужно сравнить с моментом сопротивления (W) при расчете по допускаемым напряжениям, причем W определялся по формуле:

$$W = \frac{W_p}{K}, \quad (5)$$

где $W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi R^3}{2}$ - момент сопротивления круга радиуса R ;
 K - коэффициент концентрации напряжений.

Предельно допустимый момент:

$$M = \frac{W_p}{K} \tau_n, \quad (6)$$

где τ_n - предел прочности материала вала, нужно сравнить с M^* , определяемым по формуле (4).

Если $\tau_n = 800 \text{ МПа}$ (для высокопрочной легированной стали), а $\tau_T = 300 \text{ МПа}$ (для низколегированной стали с хорошей пластичностью), то предельные моменты составляют:

$$M = 3,2 \text{ МН} \cdot \text{м}, \quad M^* = 11,0 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

то есть несущая способность вала, изготовленного из пластичного материала, оказывается значительно выше, несмотря на меньшую прочность материала.

Этот способ повышения несущей способности не требует изменения размеров и может найти широкое применение в машиностроении.

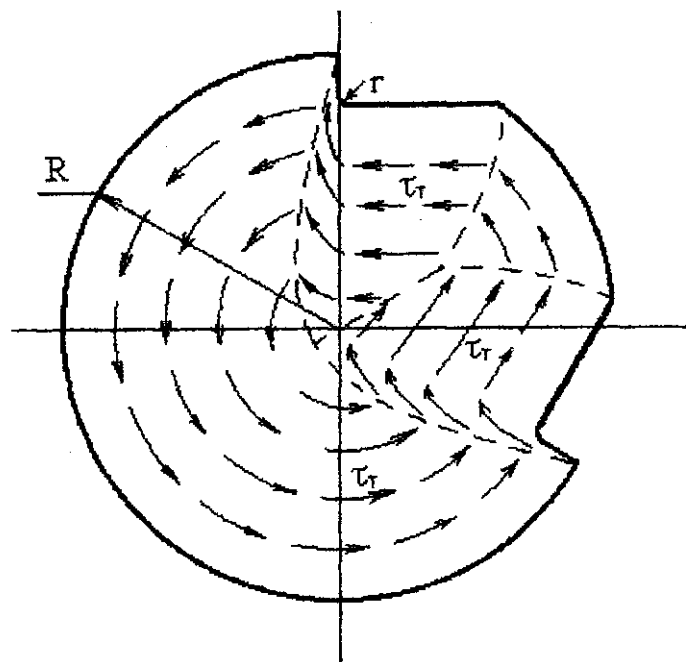


Рисунок 3 - Распределение напряжений в поперечном сечении в предельном состоянии

Перечень ссылок

1. Савин Г. Н., Тульчий В. И. Справочник по концентрации напряжений. К.. Вища школа, 1976.
2. Барг М. А. Концентрация напряжений кручения в валах со шлицами или шпоночными пазами // Вестник машиностроения-1971.-№5.
3. Ободовский Б. А., Артюх Г. В. Определение предельного крутящего момента для прямого бруса с сечением в виде круга с выкружкой // Проблемы прочности-1971.-J62.-С. 106-108.